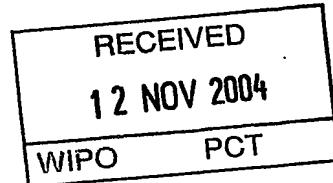
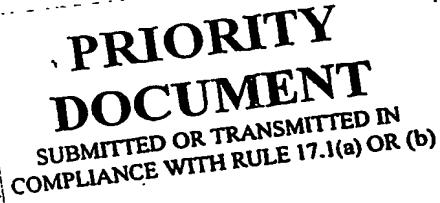


BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

22.10.2004



**Prioritätsbescheinigung über die Einreichung
einer Patentanmeldung**

Aktenzeichen: 103 47 037.9
Anmeldetag: 07. Oktober 2003
Anmelder/Inhaber: Voith Turbo GmbH & Co KG,
89522 Heidenheim/DE
Bezeichnung: Überbrückungsschaltung für hydrodynamische
Komponenten
Priorität: 19. September 2003 DE 103 43 971.4
IPC: F 16 H 47/06

**Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ur-
sprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.**

München, den 14. Oktober 2004
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
 Im Auftrag

Schmidt C.

Überbrückungsschaltung für hydrodynamische Komponenten

Die Erfindung betrifft eine Überbrückungsschaltung für hydrodynamische Komponenten, im einzelnen mit den Merkmalen aus dem Oberbegriff des Anspruches 1.

Hydrodynamische Komponenten als Anfahrkomponenten sind in einer Vielzahl von Ausführungen für unterschiedlichste Getriebetypen bekannt. Allen gemeinsam ist jedoch, dass diese in der Regel nur über einen Teil des gesamten Betriebsbereiches des Getriebes wirksam sind, das heißt Leistung übertragen. Dabei werden gerade während des Anfahrvorganges die vorteilhaften Eigenschaften der hydrodynamischen Komponenten, welche in Form von hydrodynamischen Kupplungen oder hydrodynamischen Drehzahl-/Drehmomentwandlern ausgeführt sein können, ausgenutzt. Überwiegen die nachteiligen Eigenschaften gegenüber der mechanischen Leistungsübertragung, werden die hydrodynamischen Komponenten überbrückt, d. h., der Leistungsfluss erfolgt nicht mehr über die hydrodynamische Komponente. Die Überbrückung erfolgt dabei durch Kopplung des Sekundärrades an das Primärrad, vorzugsweise drehfeste starre Kopplung, wobei jedoch auch schlupfbehaftete Ausführungen denkbar sind. Zur Überbrückung werden dabei in der Regel sogenannte Überbrückungskupplungen verwendet, die vorzugsweise in Lamellenbauart ausgeführt sind. Die hydrodynamische Komponente ist nicht mehr an der Leistungsübertragung beteiligt, wird jedoch aufgrund der starren Kopplung mitgeschleppt. Diese kann bei Herausnahme aus dem Leistungsfluss entweder befüllt bleiben oder aber wird vorzugsweise entleert. Dabei ist es in der Regel für den Hersteller der hydrodynamischen Komponente erforderlich, den Bauraum für die Überbrückungskupplung mit zu berücksichtigen. Ferner ist der Hersteller der Überbrückungskupplung an die vorliegenden Gegebenheiten der hydrodynamischen Komponente gebunden. Dabei wird das gesamte Element als sogenannte Anfahreinheit komplett vormontiert geliefert. Da es sich bei der Überbrückungskupplung in der Regel um eine reibschlüssige Kupplung handelt, sind Wirkungsgradverluste zu verzeichnen. Ferner handelt es sich um ein

verschleißbehaftetes Bauteil, welches nach einer bestimmten Betriebszeit ausgewechselt werden sowie hinsichtlich der konkreten Betriebsweise dimensioniert sein muss, um Überlastungen regelmäßig zu vermeiden.

5 Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, eine Möglichkeit der Überbrückung einer hydrodynamischen Komponente, insbesondere einer hydrodynamischen Kupplung, zu schaffen, die zum einen nicht an die baulichen Gegebenheiten der hydrodynamischen Komponente gebunden ist, sowie ferner in Kombination mit mindestens einer Drehzahl-/Drehmomentwandlungseinrichtung, insbesondere einzelnen Gangstufen, vorteilhafte Eigenschaften aufweist.

10 Die erfindungsgemäße Lösung ist durch die Merkmale des Anspruchs 1 charakterisiert. Vorteilhafte Ausgestaltungen sind in den Unteransprüchen beschrieben.

15 Erfindungsgemäß ist der hydrodynamischen Komponente, umfassend mindestens ein mit einem Antrieb koppelbares, vorzugsweise gekoppeltes Primärrad und ein mit mindestens einer Drehzahl-/Drehmomentwandlungseinrichtung verbindbares Sekundärrad eine Überbrückungsschaltung zugeordnet, welche zwei Eingänge und wenigstens einen Ausgang umfasst. Über die Kopplung zwischen dem einzelnen Eingang und dem Ausgang werden dabei zwei Leistungszweige realisiert. Ein erster Eingang der Überbrückungsschaltung ist dazu mit dem Sekundärrad drehfest verbunden, während der zweite Eingang drehfest mit dem Primärrad gekoppelt ist. Der erste Leistungszweig ist dabei durch die Verbindung zwischen dem ersten Eingang und dem Ausgang charakterisiert und dient der Leistungsübertragung über die hydrodynamische Komponente. Der zweite Leistungszweig ist durch die Kopplung zwischen dem Primärrad und dem Ausgang der Überbrückungsschaltung charakterisiert, wobei in diesem Fall die hydrodynamische Komponente im Leistungsfluss umgangen wird. Zur wahlweisen 20 Kopplung des ersten oder zweiten Leistungszweiges an den Ausgang bzw. mit dem mit diesen koppelbaren Drehzahl-/Drehmomentwandlungseinrichtungen ist 25 eine schaltbare Kupplung vorgesehen. Diese ist durch wenigstens zwei 30

Schaltstellung charakterisiert, wobei in der ersten Schaltstellung der erste Eingang mit dem Ausgang wenigstens mittelbar drehfest verbunden wird, während in der zweiten Schaltstellung der zweite Eingang mit dem Ausgang gekoppelt ist, wobei in dieser Schaltstellung die hydrodynamische Komponente frei von einer drehfesten Kopplung zwischen Primärrad und Sekundärrad ist. Dies bedeutet im Einzelnen, dass die hydrodynamische Komponente aus dem Leistungsfluss herausgenommen wird und zumindest das Sekundärrad bei mechanischer Leistungsübertragung nicht mehr mitrotiert. Die Überbrückung der hydrodynamischen Komponente selbst erfolgt somit nicht nur unmittelbar, sondern kann in beliebiger Stelle dieser nachgeordnet im Kraftfluss vorgenommen werden. Damit wird es möglich, die Überbrückung auch in ein Getriebe zu verlagern, wenn die hydrodynamische Komponente als separate Baueinheit ausgeführt ist.

Zur Realisierung dieser Funktionsweise umfasst die Überbrückungsschaltung ein erstes drehfest mit dem Sekundärrad verbundenes Vorgelege und ein zweites drehfest mit dem Primärrad verbundenes Vorgelege. Beide Vorgelege sind wahlweise über eine schaltbare Kupplung mit dem Ausgang der Überbrückungsschaltung über ein weiteres drittes Vorgelege verbindbar. Die schaltbare Kupplung ist dazu zwischen dem ersten und dem zweiten Vorgelege

parallel beziehungsweise exzentrisch zu einer durch den Eingang der Kombination aus hydrodynamischer Komponente und Überbrückungsschaltung gelegten theoretischen Achse angeordnet, wobei der Eingang der Kombination vom Primärrad bzw. wenigstens mittelbar vom zweiten Eingang der Überbrückungsschaltung gebildet wird. Dies schaltbare Kupplung dient der

Kopplung einer parallel zum Eingang angeordneten Vorgelegewelle mit den beiden Vorgelegen – erstes Vorgelege und zweites Vorgelege – und über die Vorgelegewelle mit dem dritten Vorgelege, welches mit dem Ausgang drehfest verbunden ist. Mit dieser Lösung wird bei gewünschter rein mechanischer Leistungsübertragung eine Umgehung der hydrodynamischen Komponente ermöglicht, die frei von einer drehfesten Kopplung zwischen dem Primärrad und dem Sekundärrad ist. Das Sekundärrad kann in diesem Fall frei mitlaufen und ist frei von einer Abstützung gegenüber einem rotierenden oder ortsfesten Element.

Dies kann dabei bei befüllter hydrodynamischer Komponente erfolgen. Die Überbrückung, das heißt die Umgehung des hydrodynamischen Leistungszweiges, erfolgt dabei durch Änderung bzw. Wechsel der Richtung des Leistungsflusses bzw. der beiden Leistungswege über das erste oder zweite
5 Vorgelege.

Das erste und das zweite Vorgelege sind koaxial und parallel zueinander angeordnet. In Abhängigkeit der Anordnung von Primärrad und Sekundärrad zwischen dem mit dem Eingang der aus Überbrückungsschaltung und
10 hydrodynamischer Komponente bestehenden Baugruppe und dem Ausgang dieser in axialer Richtung betrachtet, erfolgt dabei die Anordnung des ersten und des zweiten Vorgeleges in axialer Richtung nebeneinander. Der Eingang der Baugruppe wird dabei vom Primärrad bzw. einem mit diesem drehfest verbundenen Element bzw. dem ersten Eingang der Überbrückungsschaltung
15 gebildet. Der Ausgang der Baugruppe aus hydrodynamischer Komponente und Überbrückungsschaltung wird vom Ausgang der Überbrückungsschaltung gebildet. Dieser dient der Kopplung mit nachgeordneten Drehzahl-/Drehmomentwandlungseinrichtungen. Bei Anordnung des Primärrades in axialer Richtung vor dem Sekundärrad erfolgt die Anordnung des ersten Vorgeleges vor
20 dem zweiten Vorgelege. Andere Möglichkeiten sind denkbar. Bezuglich der Ausgestaltung der Vorgelege bestehen eine Vielzahl von Möglichkeiten.
Vorzugsweise sind diese als einfache Stirnradsätze ausgeführt. Diese umfassen dabei jeweils zwei miteinander kämmende Stirnräder, wobei jeweils ein erstes
25 Stirnrad drehfest mit dem Sekundärrad beziehungsweise für das zweite Vorgelege drehfest mit dem Primärrad verbunden ist, während die jeweils mit diesen kämmenden zweiten Stirnrädern drehfest über die erste schaltbare Kupplung mit der Vorgelegewelle koppelbar sind. Dies gilt auch für das mit der Vorgelegewelle drehfest koppelbare dritten Vorgelege, welches drehfest mit dem Ausgang A verbindbar oder verbunden ist.

30 Die Übersetzungen von erstem und zweitem Vorgelege ist im einfachsten Fall identisch. Bei Ausführung der schaltbaren Kupplung als formschlüssige Kupplung

ist jedoch zur Realisierung der Überbrückung Drehzahlgleichheit zwischen den beiden Ausgängen von erstem und zweitem Vorgelege erforderlich, um die schaltbare Kupplung in die Schaltstellung zu bringen, die eine drehfeste Verbindung der Vorgelege mit der Vorgelegewelle ermöglicht. Dazu wird die Drehzahl der mit dem Eingang der aus hydrodynamischer Komponente und Überbrückungsschaltung koppelbaren Antriebsmaschine in der Regel reduziert, vorzugsweise gesteuert. Gemäß einer besonders vorteilhaften Ausgestaltung kann jedoch auf eine derartige Ansteuerung der Antriebsmaschine verzichtet werden, wenn die Auslegung der beiden Vorgelege, erstes Vorgelege und zweites Vorgelege, derart erfolgt, dass für das zweite Vorgelege, welches drehfest mit dem Primärrad gekoppelt ist, eine Übersetzung gewählt wird, die den Schlupf der hydrodynamischen Kupplung berücksichtigt. Dabei wird ein bestimmter vordefinierter Schlupfwert zugrundegelegt, der durch eine bestimmte vordefinierte zulässige Drehzahldifferenz zwischen Primärrad und Sekundärrad charakterisiert ist. Die Dimensionierung des zweiten Vorgeleges erfolgt derart, dass eine bestimmte Drehzahldifferenz zum Sekundärrad und dem mit diesen gekoppelten ersten Vorgelege ausgeglichen wird, indem bei dieser beide Ausgänge der beiden Vorgelege mit gleicher Drehzahl rotieren und somit die erforderliche Drehzahlgleichheit besteht, um bei synchron schaltbaren Kupplungen den Leistungsflussweg zu wechseln. Aufgrund der sich durch die unterschiedlichen Übersetzungen an den Ausgängen der Vorgelege ergebenden gleichen Drehzahl kann in diesem Zustand problemlos eine Schaltung zwischen dem ersten und zweiten Vorgelege erfolgen. Die Dimensionierung, insbesondere Auslegung der Stirnräder hinsichtlich Zähnezahl, Durchmesser und der den Eingriff bestimmenden Parameter ist somit eine Funktion einer bestimmten vordefinierten Drehzahldifferenz, bei welcher eine Überbrückung erfolgen soll.

Zur Realisierung der Überbrückungsfunktion absolut notwendig ist die schaltbare Kupplung, die zwischen den beiden Vorgelegen angeordnet ist und wahlweise der drehfesten Kopplung des ersten Vorgeleges mit der Vorgelegewelle oder aber des zweiten Vorgeleges und der Vorgelegewelle dient.

Durch die Vorgelege wird zusätzlich eine Übersetzung zum nachfolgenden Getriebeeingang realisiert. Dies ist abhängig von der Größe der Übersetzung in den Vorgelegen. Um jedoch auch eine direkte starre Kopplung zwischen dem Eingang, der aus hydrodynamischer Komponente und Überbrückungsschaltung bestehenden Baugruppe und deren Ausgang, der mit dem Eingang nachfolgender Drehzahl-/Drehmomentwandlungseinrichtungen koppelbar ist, zu schaffen, ist des weiteren eine zweite schaltbare Kupplung vorgesehen, die das dritte Vorgelege wahlweise mit der Vorgelegewelle verbindet oder nicht, und eine dritte schaltbare Kupplung, die zwischen den beiden mit Primärrad und Sekundärrad gekoppelten Vorgelegen und dem dritten Vorgelege angeordnet ist und diese in einem Funktionszustand miteinander drehfest miteinander verbindet. Dies bedeutet im Einzelnen eine direkte drehfeste Kopplung zwischen den Eingängen und dem Ausgang der Überbrückungsschaltung, wobei diese koaxial zum Ein- und Ausgang der Baugruppe, zumindest jedoch der hydrodynamischen Komponente erfolgt. Die direkte Kopplung erfolgt dabei vorzugsweise außerhalb der Leistungszweige. Mit dieser Anordnung kann ein Durchtrieb zwischen Eingang und Ausgang der Baugruppe aus hydrodynamischer Komponente und Überbrückungsschaltung realisiert werden, wobei man bei Kopplung mit nachfolgenden Getriebestufen von einem direkten Gang mit Übersetzung 1 : 1 spricht. Der Leistungsfluss erfolgt dabei direkt zwischen Eingang und Ausgang koaxial und nicht über weitere Übertragungselemente. Diese Schaltstellung wird für den Durchtrieb im direkten Gang gewählt, wobei dann die beiden die Verbindungen zwischen den Eingängen der Überbrückungsschaltung mit der Vorgelegewelle und der Vorgelegewelle mit dem Ausgang der Überbrückungsschaltung realisierende Kupplungen, schaltbare Kupplung und zweite schaltbare Kupplung, in diesem Funktionszustand geöffnet sind und somit die Vorgelegewelle vom Eingang oder Ausgang abgekoppelt wird. In diesem Fall wird eine Leistungsübertragung mit optimalem Wirkungsgrad im direkten Durchtrieb realisiert. Um die dritte schaltbare Kupplung schalten zu können, erfolgt ebenfalls ein Angleichen der Drehzahlen zwischen Eingang und Ausgang, vorzugsweise durch Reduzierung der Antriebsmaschinendrehzahl.

Gemäß einer besonders vorteilhaften Ausgestaltung ist ferner dem Sekundärrad eine Bremseinrichtung zugeordnet. Diese kann vielgestaltig ausgeführt sein. Diese dient dabei der Abbremsung oder vorzugsweise Festsetzung des Sekundärrades, wobei bei mechanischer Leistungsübertragung die hydrodynamische Kupplung bei Befüllung als hydrodynamischer Retarder fungiert, in dem sich der Ausgang über das dritte und zweite Vorgelege oder aber bei direkter Kopplung mit dem Primärrad am als Stator fungierenden Sekundärrad abstützt.

Erfindungsgemäß werden zur Verschleißreduzierung als schaltbare Kupplungen vorzugsweise synchron schaltbare, formschlüssige Kupplungen eingesetzt, wobei diese wiederum vorzugsweise als Klauenkupplung ausgebildet sind. Ausführungen mit kraftschlüssigen Kupplungen sind ebenfalls denkbar.

Bei Kombination der Überbrückungsschaltung mit der hydrodynamischen Komponente sind der Eingang und Ausgang der so gebildeten Baugruppe

- a) koaxial oder
- b) parallel zueinander angeordnet.

Vorzugsweise erfolgt aus Gründen eines einfachen und platzsparenden Aufbaus der Überbrückungsschaltung die Anordnung koaxial. Überbrückungsschaltung und hydrodynamische Komponente können dabei als bauliche Einheit oder aber getrennte Baueinheiten ausgeführt sein. Im letztgenannten Fall kann die Überbrückungsschaltung auch mit dieser nachgeordneten Drehzahl-

/Drehmomentwandlungseinrichtungen zu einer baulichen Einheit zusammengefasst werden. In diesem Fall ist die Ausbildung der hydrodynamischen Komponente nahezu unabhängig von dem die Drehzahl-/Drehmomentwandlungseinrichtungen umfassenden Getriebe.

Die hydrodynamische Komponente kann dabei als hydrodynamische Kupplung frei von einem Leitrad oder hydrodynamischem Drehzahl-/Drehmomentwandler ausgeführt sein. Letztere umfasst zusätzlich wenigstens ein Leitrad.

Gemäß einer besonders vorteilhaften Ausführung ist zwischen dem Sekundärrad und den Vorgelegten der Überbrückungsschaltung ein Freilauf vorgesehen. Dieser ist ferner der Anbindung der Bremseinrichtung an das Sekundärrad in Leistungsflussrichtung zwischen Eingang und Ausgang des Anfahrelementes betrachtet, nachgeschaltet. Über diesen ist es möglich, eine Berghaltefunktion zu realisieren und ferner auch bei befüllter hydrodynamischer Kupplung eine Entkopplung dieser vom Antriebsstrang in Zusammenwirkung mit der Bremseinrichtung zu realisieren.

Die erfindungsgemäße Lösung wird nachfolgend anhand von Figuren erläutert. Darin ist im einzelnen Folgendes dargestellt:

Figur 1a – 1d verdeutlichen in schematisch vereinfachter Darstellung das Grundprinzip und den Grundaufbau einer erfindungsgemäß gestalteten Überbrückungsschaltung durch exzentrische Anordnung der Schaltelemente der einzelnen Betriebsphasen;

Figur 2a – 2e verdeutlichen in schematisch vereinfachter Darstellung anhand einer besonders vorteilhaften Ausgestaltung eine Weiterentwicklung der erfindungsgemäßen Lösung gemäß Figur 1 in den einzelnen Betriebsphasen;

Figur 3 verdeutlicht eine vorteilhafte Weiterentwicklung einer Ausführung gemäß Figur 2 unter Vermeidung einer Drehzahlanpassung der mit dem Eingang koppelbaren Antriebsmaschine.

Figur 4 verdeutlicht eine Ausführung gemäß Figur 1 mit integriertem Freilauf.

Die Figur 1a verdeutlicht in schematisch vereinfachter Darstellung das Grundprinzip und den Grundaufbau einer erfindungsgemäß gestalteten Überbrückungsschaltung 1, die einer hydrodynamischen Komponente 2 zugeordnet ist. Beide bilden in Kombination miteinander eine Baugruppe 25. Die hydrodynamische Komponente 2 ist dabei im dargestellten Fall als hydrodynamische Kupplung 3 ausgeführt. Diese umfasst mindestens ein mit einem hier angedeuteten Antrieb 31 wenigstens mittelbar drehfest verbindbares Primärrad 4 und ein mit einem Abtrieb wenigstens mittelbar drehfest verbindbares Sekundärrad 5. Das Primärrad 4 bildet dabei einen Eingang 29 der Baugruppe 25. Das Sekundärrad 5 ist wenigstens mittelbar mit dem Ausgang 30 der Baugruppe 25 verbindbar. Diese Kopplung erfolgt über die Überbrückungsschaltung 1. Eingang 29 und Ausgang 30 sind vorzugsweise jedoch nicht zwingend koaxial angeordnet. Primärrad 4 und Sekundärrad 5 bilden dabei einen mit Betriebsmittel befüllbaren Arbeitsraum 6 miteinander. Die Überbrückungsanordnung 1 umfasst erfindungsgemäß zwei Eingänge, einen ersten Eingang 26, der mit dem Sekundärrad 5 wenigstens unmittelbar, d. h. direkt oder über weitere Elemente drehfest verbunden ist, und einen zweiten Eingang 27, der wenigstens mittelbar, d. h. direkt oder über weitere Elemente drehfest mit dem Primärrad 4 verbunden ist. Ferner vorgesehen ist ein Ausgang 28, der den Ausgang der Baugruppe 25 bildet. Jeder Eingang 26 oder 27 ist dabei wahlweise mit dem Ausgang 28 über Übertragungselemente verbindbar. Dadurch werden zwei Leistungszweige erzeugt, ein erster Leistungszweig 32 und ein zweiter Leistungszweig 33. Der erste Leistungszweig ist durch die ausschließliche Übertragung der Leistung auf hydrodynamischen Weg charakterisiert. Der zweite Leistungsweg ist durch die rein mechanische Leistungsübertragung charakterisiert. Die Kopplung erfolgt wahlweise, d. h. jeweils nur ein Eingang ist mit dem Ausgang 28 verbunden. Dazu umfasst die Überbrückungsschaltung 1 zwei Vorgelege, ein erstes Vorgelege 7 und ein zweites Vorgelege 8. Das erste Vorgelege 7 ist dabei drehfest mit dem Sekundärrad 5 verbunden. Das zweite Vorgelege 8 ist drehfest mit dem Primärrad 4 verbunden. Die Verbindung erfolgt dabei wenigstens mittelbar, d. h. entweder direkt mit den entsprechenden Komponenten oder über weitere drehfest mit diesem gekoppelte Elemente. Erfindungsgemäß ist ferner eine zwischen dem

ersten Vorgelege 7 und dem zweiten Vorgelege 8 angeordnete schaltbare Kupplung 18 vorgesehen, welche wahlweise der Kopplung zwischen dem ersten Vorgelege 7 oder dem zweiten Vorgelege 8 mit einer über ein drittes Vorgelege 9 gekoppelten Vorgelegewelle 10 ermöglicht. Die einzelnen Vorgelege, erstes
5 Vorgelege 7, zweites Vorgelege 8 und drittes Vorgelege 9 sind dabei vorzugsweise als Stirnradsätze ausgeführt. Diese sind für das erste Vorgelege 7 mit 11, für das zweite Vorgelege 8 mit 12 und für das dritte Vorgelege 9 mit 13 bezeichnet. Die Ritzel 14 und 15 der Stirnradsätze 11 und 12 des ersten
10 Vorgeleges 7 und des zweiten Vorgeleges 8 sind dabei jeweils mit dem Primärrad 4 beziehungsweise dem Sekundärrad 5 wie beschrieben drehfest verbunden. Die mit diesen koppelbaren Stirnräder 16 für den Stirnradsatz 11 des ersten
15 Vorgeleges 7 und 17 des Stirnradesatzes 12 des zweiten Vorgeleges 8 sind dabei wahlweise über die schaltbare Kupplung 18 der Vorgelegewelle 10 verbindbar. Die schaltbare Kupplung 18 ist dabei parallel zum Eingang 29 bzw. zum Primärrad 4 oder Sekundärrad 5 angeordnet. Die Vorgelegewelle 10 kann dabei als Voll- oder Hohlwelle ausgeführt sein. Diese ist parallel zu einer theoretischen Achse zwischen Eingang 29 bzw. Ausgang 28 bzw. zur hydrodynamischen Kupplung 3 angeordnet. Diese ist dabei drehfest mit einem Stirnrad 19 des Stirnradsatzes 13 des dritten Vorgeleges 9 gemäß einer ersten Ausführungsform verbunden. Das
20 mit diesem Stirnrad 19 kämmende Stirnrad 21 des dritten Vorgeleges 9 ist drehfest mit dem Ausgang 28, insbesondere der von diesem gebildeten Welle 20, verbunden. Erfindungsgemäß ist somit die zur Umgehung des Leistungsflusses über die hydrodynamische Komponente 2, insbesondere die hydrodynamische Kupplung 3 vorgesehene schaltbare Kupplung 18 nicht koaxial zur
25 hydrodynamischen Kupplung 3 angeordnet, sondern parallel beziehungsweise exzentrisch. Die Realisierung der Umschaltung des Leistungsflusses zwischen hydrodynamischer Leistungsübertragung und mechanischer Leistungsübertragung erfolgt über die schaltbare Kupplung 18 mit Hilfe der beiden Vorgelege - erstes Vorgelege 7 und zweites Vorgelege 8 -, wobei der Leistungsfluss entsprechend der Schaltstellung der schaltbaren Kupplung 18 entweder über das erste
30 Vorgelege 7 oder das zweite Vorgelege 8 vom Ausgang 28 erfolgt und in beiden Fällen über das dritte Vorgelege 9 zum koaxial zum Eingang 29 angeordneten

Ausgang 28 geführt wird. Die Überbrückungsfunktion, welche bei konventionellen Ausführungen durch die Realisierung einer drehfesten Kopplung zwischen Primärrad 4 und Sekundärrad 5 erzeugt wird, wird erfahrungsgemäß durch den Leistungsfluss über zwei Wege realisiert, wobei diese Lösung frei von einer 5 drehfesten Verbindung zwischen Primärrad 4 und Sekundärrad 5 ist. Im Zustand Anfahren befindet sich dabei die schaltbare Kupplung 18 in der in der Figur 1b dargestellten Funktionsstellung I₁₈, bei welcher diese eine drehfeste Verbindung zwischen dem Stirnrad 16 des Stirnradssatzes 11 des ersten Vorgeleges 7 mit der Vorgelegewelle 10 realisiert. Der Leistungsfluss erfolgt dann im Traktionsbetrieb 10 betrachtet zwischen dem Antrieb 31 und dem Abtrieb vom Eingang 29 über die in diesem Funktionszustand mit Betriebsmittel befüllte hydrodynamische Komponente 2, insbesondere hydrodynamische Kupplung 3, auf das drehfest mit dem Sekundärrad 5 gekoppelte Ritzel 14 des ersten Vorgeleges 7, das mit diesem kämmende Stirnrad 16 auf die Vorgelegewelle 10 und von dieser auf das dritte 15 Vorgelege 9, insbesondere das Stirnrad 21 und das drehfest mit dem Ausgang 28 gekoppelte Stirnrad 19 auf diesen beispielsweise die diesen bildende Welle 20 oder ein anderes drehfest mit diesem gekoppelten Element. Die Umschaltung auf rein mechanischen Betrieb erfolgt durch Schaltung der Kupplung 18, insbesondere durch Realisierung der Schaltstellung II₁₈, in welcher das zweite Vorgelege 8 20 drehfest mit der Vorgelegewelle 10 und damit dem dritten Vorgelege 9 verbunden wird. Der Leistungsfluss erfolgt auch hier im Traktionsbetrieb betrachtet vom Eingang 29 in Richtung zum Ausgang 30 über das drehfest mit dem Primärrad 4 gekoppelte zweite Vorgelege 8, insbesondere das Ritzel 15 auf das Stirnrad 17, die Vorgelegewelle 10, das Stirnrad 19, 21 und von diesem auf die mit diesem 25 drehfest gekoppelte Welle beziehungsweise ein anderes mit diesem drehfest gekoppeltes Element. Dieser Leistungsfluss ist in Figur 1c dargestellt. Die hydrodynamische Kupplung wird in diesem Zustand aus dem Leistungsfluss herausgenommen und nur das Primärrad 4 mitgeschleppt. Das Sekundärrad 5 ist vollständig entkoppelt. Die Kupplung 3 kann daher befüllt bleiben.

30

Für den Bremsbetrieb gemäß Figur 1d wird die hydrodynamische Komponente 2, insbesondere die hydrodynamische Kupplung 3, als hydrodynamischer Retarder

benutzt. Dazu ist im Sekundärrad 5 eine Bremseinrichtung 22 zugeordnet, welche
vielgestaltig ausgeführt sein kann. Diese dient der Festsetzung des
Sekundärrades 5. Dies gilt für die mechanische Betriebsweise gemäß Figur 1c,
das heißt, in diesem Fall erfolgt der Leistungsfluss vom Ausgang 28 bzw. 30 über
das dritte Vorgelege 9 auf das zweite Vorgelege 8 zum Primärrad 4, welches in
diesem Funktionszustand als Rotor fungiert. Das Sekundärrad 5 ist in diesem
Funktionszustand als Stator ausgeführt. Der Abtrieb A stützt sich somit über die
beiden Vorgelege, drittes Vorgelege 9 und zweites Vorgelege 8 und dem mit
diesen drehfest verbundenen Primärrad 4 am Stator, der vom Sekundärrad 5
gebildet wird, ab.

Der Leistungsfluss über das Vorgelege, insbesondere die Vorgelege 7, 8 und 9
ermöglichen bei Kopplung der hydrodynamischen Kupplung 3 mit
Überbrückungsanordnung 1 mit den Gangstufen eines Getriebes eine
Untersetzung in den einzelnen Gangstufen. Zwar kann je nach Auslegung des
Übersetzungsverhältnisses in den Vorgelegen unterschiedlichen Übersetzungen
Rechnung getragen werden, jedoch wird auch bei der in der Regel gewünschten 1
: 1 Übersetzung aufgrund der Leistungsübertragung über die Vorgelege 7, 8 mit
einem schlechteren Wirkungsgrad zu rechnen seien. Um in diesem Fall eine starre
Kupplung zwischen dem Eingang 29 und dem Ausgang 30 der Baugruppe 25 bzw.
dem Primärrad 4 oder dem Eingang 27 der Überbrückungsschaltung 1 zu erzielen,
ist erfindungsgemäß gemäß einer besonders vorteilhaften Ausgestaltung in der
Figur 2a eine weitere dritte Kupplung 24 zwischen dem zweiten und dem dritten
Vorgelege 8 und 9 angeordnet, die schaltbar ist und koaxial zur
hydrodynamischen Kupplung 3 sowie dem Eingang 29 und dem Ausgang 30 der
Baugruppe 25 bzw. den Eingängen 26, 27 und dem Ausgang 28 der
Überbrückungsschaltung 1 angeordnet ist. Diese dritte Kupplung 24 ermöglicht
dabei den direkten mechanischen Durchtrieb vom Eingang 29 zum Ausgang 30
bzw. den Eingängen 26, 27 zum Ausgang 28 frei von der Führung über weitere
Drehzahl-/Drehmomenteneinrichtungen. Die Drehzahl und das Moment am
Eingang 29 entspricht dabei bei Schaltung der Kupplung 24 denen am Ausgang.
Bei dieser Ausführung ist ferner zur Entkopplung des dritten Vorgeleges 9 von der

Vorgelegewelle 10 eine weitere zweite schaltbare Kupplung 23 vorgesehen. Diese dient der wahlweisen Kopplung des dritten Vorgeleges 9 mit der Vorgelegewelle 10, insbesondere des Stirnrades 21 mit der Welle 10. Bei allen in den Figuren 1a bis 1d sowie 2a beschriebenen Ausführungen sind die schaltbaren Kupplungen, insbesondere die schaltbare Kupplung 18 sowie 23 und 24, vorzugsweise als formschlüssige synchron schaltbare Kupplungen, vorzugsweise in Form von Klauenkupplungen, ausgeführt. Andere Ausführungen, insbesondere in Form von kraftschlüssigen Kupplungen, sind ebenfalls denkbar. Diese arbeiten jedoch mit Schlupf, wodurch der Wirkungsgrad des Gesamtsystems verringert wird. Daher werden erfindungsgemäß vorzugsweise formschlüssige, synchron schaltbare Kupplungen zum Einsatz gelangen.

Die Figur 2b verdeutlicht für die Ausführung gemäß Figur 2a den Leistungsfluss der hydrodynamischen Komponente 2 während des Anfahrvorganges, das heißt im hydrodynamischen Betrieb. In diesem ist die hydrodynamische Komponente 2 mit Betriebsmittel gefüllt. Der Leistungsfluss erfolgt über die hydrodynamische Komponente 2, insbesondere die hydrodynamische Kupplung 3. Die erste schaltbare Kupplung 18 befindet sich in der Schaltstellung I_{18} , d. h., diese realisiert die drehfeste Verbindung zwischen dem ersten Vorgelege 7, insbesondere dem Stirnrad 16 mit der Vorgelegewelle 10. Das zweite Vorgelege 8 ist von der Vorgelegewelle 10 entkoppelt. Die zweite Kupplung 23 befindet sich ebenfalls in dieser ersten Schaltstellung I_{23} , in welcher eine drehfeste Verbindung mit der Vorgelegewelle 10 realisiert wird. Die dritte schaltbare Kupplung 24 befindet sich in der zweiten Schaltstellung II_{24} , d. h. ist gelöst beziehungsweise geöffnet. Der Leistungsfluss erfolgt dabei vom Eingang 29 über das Primärrad 4, das Sekundärrad 5 auf das erste Vorgelege 7, insbesondere das Ritzel 14, das Stirnrad 16 auf die Vorgelegewelle 10, das dritte Vorgelege 9, insbesondere das Stirnrad 21 sowie das drehfest mit der Welle 20 gekoppelte Stirnrad 19. Die Umschaltung beziehungsweise Überbrückung der hydrodynamischen Komponente 2, insbesondere der hydrodynamischen Kupplung 3, erfolgt durch den Wechsel des Leistungsweges, insbesondere durch Schaltung der ersten schaltbaren Kupplung 18, wobei diese die in die Schaltstellung III_{18} gemäß Figur

2c verbracht wird, die eine drehfeste Verbindung mit dem zweiten Vorgelege 8 und der Vorgelegewelle 10 ermöglicht. Das erste Vorgelege 7 ist dabei von der Vorgelegewelle 10 entkoppelt. Die zweite Kupplung 23 verbleibt in ihrer ersten Schaltstellung I₂₃, d. h. der Realisierung der drehfesten Verbindung zwischen dem 5 dritten Vorgelege 9 und der Vorgelegewelle 10. Die Umschaltung erfolgt dabei durch eine gezielte Rücknahme der Drehzahl am Eingang 29 bzw. dem Eingang 27 der Überbrückungsschaltung, insbesondere der mit dieser drehfest gekoppelten Antriebsmaschine und der schlupfübertragenden hydrodynamischen 10 Kupplung 3, um eine Drehzahlgleichheit zwischen den Stirnrädern 16 und 17 der Vorgelege 7 und 8 zu erzielen. Der sich in der Schaltstellung III₁₈ der ersten schaltbaren Kupplung 18 ergebende Leistungsfluss unter Umgehung der hydrodynamischen Komponente 2, insbesondere der hydrodynamischen Kupplung 3 ergebende Leistungsfluss, ist in der Figur 2c dargestellt. Auch in diesem Betriebszustand sind nur die erste und zweite Kupplung 18, 23 betätigt, 15 während die dritte Kupplung 24 in der Schaltstellung II₂₄ geöffnet ist. Der Leistungsfluss erfolgt somit nicht direkt, sondern über die Vorgelege 8 und 9 und damit parallel zur Verbindungsachse zwischen Rotationsachse der hydrodynamischen Komponente 2 und dem Ausgang 28 der Überbrückungsschaltung 1.

20 Die Figur 2d verdeutlicht demgegenüber die unter Ausnutzung der dritten Kupplung 24 mögliche Leistungsübertragung mit einer Übersetzung von 1 : 1 zwischen dem Eingang 29 und dem Ausgang 30 der Baugruppe 25 bzw. den Eingängen 26 und 27 der Überbrückungsschaltung 1 und dem Ausgang 28. In 25 diesem ist dann die schaltbare Kupplung 24 geschlossen, d. h., befindet sich in der ersten Schaltstellung I₂₄, welche den Eingang 27, insbesondere das zweite Vorgelege 8 mit dem dritten Vorgelege 9, insbesondere das Ritzel 15 mit dem Stirnrad 19, drehfest verbindet. Die erste schaltbare Kupplung 18 und die zweite schaltbare Kupplung 23 sind in diesem Funktionszustand geöffnet, d. h., befinden 30 sich in der Schaltstellung II₁₈ beziehungsweise II₂₃. Die Leistungsübertragung erfolgt dabei koaxial zwischen Eingang 29 und Ausgang 30 der Baugruppe 25 frei

von der Übertragung über Drehzahl-/Drehmomentwandlungseinrichtungen. Der Eingang 29 ist mit dem Ausgang 30 starr gekoppelt.

Demgegenüber verdeutlicht die Figur 2e die Realisierung des Bremsbetriebes im sogenannten direkten Gang, d. h. bei Leistungsübertragung vom Eingang 29 zum Ausgang 30. Auch hier ist die dritte Kupplung 24 geschlossen, während die beiden anderen Kupplungen 18 und 23 geöffnet sind und somit die einzelnen Vorgelege, insbesondere die Vorgelege 7, 8 und 9 vom Ausgang 30 bzw. 28 der Überbrückungsschaltung 1 entkoppeln. Der Ausgang 30 bzw. 28 und die mit diesen verbundenen Drehzahl-/Drehmomentwandlungseinrichtungen stützen sich dabei in diesem Funktionszustand über das Primärrad 4 am als Stator fungierenden Sekundärrad 5 ab. Letzteres wird durch Betätigung der Bremseinrichtung 22 festgesetzt, vorzugsweise an einem runden Bauteil. Damit kann in allen mechanischen Gängen immer eine Bremswirkung erzielt werden, wobei diese aufgrund des direkten Durchtriebes mit höchstmöglicher Übersetzung realisiert werden kann.

Bei allen in den Figuren 1 und 2 dargestellten Ausführungen und Funktionsweisen wurden für das erste Vorgelege 7 und das zweite Vorgelege 8 gleiche Übersetzungen gewählt. Gemäß einer vorteilhaften Weiterentwicklung ist es jedoch auch möglich, wie in der Figur 3 anhand einer Ausführung gemäß Figur 2a dargestellt, eine Schaltung ohne Drehzahlanpassung des mit dem Eingang 29 bzw. dem Eingang 27 direkt gekoppelten Primärrades 4 vorzunehmen und gleichzeitig eine Verbesserung der Beschleunigung durch eine höhere Zugkraft in der Mechanik zu erzielen. Dies wird gemäß einer besonders vorteilhaften Ausgestaltung dadurch realisiert, dass die Vorgelegeübersetzung zwischen dem ersten Vorgelege 7 und dem zweiten Vorgelege 8 um den Schlupfbetrag, bei welchem man überbrücken möchte, verändert wird. Dies bedeutet im einzelnen, dass bei gleichbleibender Übersetzung für das erste Vorgelege 7 die Übersetzung am zweiten Vorgelege 8 verringert wird.

Bei allen in den Figuren dargestellten Ausführungen wurde beispielhaft der Leistungsfluss zwischen Eingang 29 und Ausgang 30 im Traktionsbetrieb dargestellt und beschrieben. Auch der Schubbetrieb ist natürlich möglich.

5 Die erfindungsgemäße Lösung ist nicht auf die in den Figuren 1 bis 3 dargestellten Ausführungen beschränkt. Weitere Ausgestaltungen sind möglich. Die Figuren 1 bis 3 stellen lediglich Grundvarianten und vorteilhafte Ausgestaltungen des erfindungsgemäßen Grundgedankens dar. Entscheidend ist lediglich, dass durch Umschaltung zweier Leistungswege unterschiedliche Funktionsweisen realisiert werden können, wobei in dem Funktionszustand der Umgehung der hydrodynamischen Komponente eine mechanische Leistungsübertragung erfolgt, die frei von einer direkten drehfesten Kopplung zwischen Primärrad und Sekundärrad der hydrodynamischen Komponente ist. Die Leistungsführung erfolgt bei Realisierung der beiden Leistungszweige nicht direkt koaxial, sondern parallel zur theoretischen Rotationsachse des hydrodynamischen Bauelementes. Als hydrodynamisches Bauelement können dabei hydrodynamische Kupplungen oder aber hydrodynamische Drehzahl-/Drehmomentenwandler Verwendung finden.

10

15

Als schaltbare Kupplungen finden, wie bereits ausgeführt, in besonders vorteilhafter Weise synchronschaltbare formflüssige Kupplungen Verwendung. Dies bedeutet, dass auf reibschlüssige Kupplungselemente vollkommen verzichtet wird. Die erforderlichen Drehzahlanpassungen zur Realisierung des Schaltvorganges werden dabei über die Steuerungstechnik vorgenommen.

20

25 Die erfindungsgemäß gestaltete Überbrückungsschaltung kann für sich allein oder aber zusammen mit der hydrodynamischen Komponente als bauliche Einheit vormontiert und in dieser Form angeboten werden. Beide werden zu einer Baugruppe kombiniert. Es ist jedoch auch denkbar, die Überbrückungsschaltung von einem, der hydrodynamischen Komponenten nachgeordneten Getriebebeanordnung mit zu realisieren, wobei dann in diesem Fall die hydrodynamische Komponente für sich allein als selbständige handelbare Baueinheit mit dem Gesamtgetriebe kombiniert wird. Somit wird es möglich, die

30

Überbrückung auch in das Getriebe zu verlagern, d. h. losgelöst von der hydrodynamischen Komponente zu realisieren. Dabei bietet die Möglichkeit der Überbrückungsschaltung den Vorteil, die Überbrückungsfunktion in axialer Richtung in beliebigem Abstand von der hydrodynamischen Komponente vorzunehmen.

5

Gemäß einer besonders vorteilhaften Ausgestaltung ist entsprechend Figur 4 zwischen dem Ausgang des Anfahrelementes 2 und dem Eingang 26 der Überbrückungsschaltung 1 ein Freilauf F angeordnet. Dieser ist einer mit dem Eingang 26 gekoppelten Bremseinrichtung nachgeschaltet. Der Freilauf bewirkt bei geringerer Drehzahl des Sekundärrades 5 gegenüber dem Eingang 26 ein Leerlaufen dessen, d.h. es wird keine Leistung vom Sekundärrad 5 an die Überbrückungsschaltung 1 übertragen und umgekehrt. Bei größerer Drehzahl des Sekundärrades 5 bzw. Gleichheit besteht eine Koppelung über den Freilauf, Moment wird übertragen. Dabei kann das Sekundärrad 5 für die Zwecke über die Bremseinrichtung abgebremst werden auf eine Drehzahl von kleiner der Drehzahl am Eingang 26 der Überbrückungsschaltung 1 bis auf Null. Mit dieser Lösung ist es möglich, bei gefüllter hydrodynamischer Kupplung ein Abbremsen der Antriebsmaschine zu erzielen, ferner eine Haltefunktion am Berg, insbesondere einfache mechanische Rückrollsicherung zu gewährleisten. Bei Krafteinleitung über den Antrieb und der damit erfolgenden Momentenumkehr wird der Freilauf F in Sperrrichtung betrieben und stützt sich über die Bremseinrichtung beim Abbremsung des Sekundärrades bis auf Null an einem ortsfesten Element ab. Dieser wirkt in dieser Funktion wie ein Haltekeil für das Fahrzeug.

15

20

25

Bezugszeichenliste

1	Überbrückungsanordnung
2	hydrodynamische Komponente
5	hydrodynamische Kupplung
10	Primärrad
15	Sekundärrad
20	Arbeitsraum
25	erstes Vorgelege
30	zweites Vorgelege
35	drittes Vorgelege
40	Vorgelegewelle
45	Stirnradsatz
50	Stirnradsatz
55	Stirnradsatz
60	Ritzel
65	Ritzel
70	Stirnrad
75	Stirnrad
80	erste schaltbare Kupplung
85	Stirnrad
90	Welle
95	Stirnrad
100	Bremseinrichtung
105	zweite schaltbare Kupplung
110	dritte schaltbare Kupplung
115	Baugruppe
120	Eingang
125	Eingang
130	Ausgang
135	Eingang
140	Ausgang

- 31 Antrieb
- 32 erster Leistungszweig
- 33 zweiter Leistungszweig
- 34 Stirnrad
- 5 F Freilauf

Patentansprüche

1. Überbrückungsschaltung (1) für hydrodynamische Komponenten (2), umfassend wenigstens ein Primärrad (4) und ein Sekundärrad (5), die einen Arbeitsraum (6) bilden;
 - 1.1 gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale: mit zwei Eingängen (26, 27) - einem ersten mit dem Sekundärrad (5) verbundenen Eingang (26) und einem zweiten mit dem Primärrad (4) verbundenen Eingang (27) - wobei die Eingänge (26, 27) wahlweise über eine schaltbare Kupplung (18) mit einem Ausgang (28) der Überbrückungsschaltung (1) unter Bildung eines ersten oder zweiten Leistungszweiges (32, 33) verbindbar sind;
 - 1.2 die Kopplung zwischen dem mit dem Primärrad (4) gekoppelten Eingang (27) der Überbrückungsschaltung (1) und dem Ausgang (28) der Überbrückungsschaltung (1) zur Realisierung des zweiten Leistungszweiges (33) ist frei von einer drehfesten mechanischen Verbindung zwischen Primärrad (4) und Sekundärrad (5);
 - 1.3 in der Kopplung zwischen den Eingängen (26, 27) der Überbrückungsschaltung (1) und dem Ausgang (30) der Überbrückungsschaltung (1) in den einzelnen Leistungszweigen (31, 33) sind Drehzahl-/Drehmomentwandlungseinrichtungen vorgesehen.
2. Überbrückungsschaltung (1) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die schaltbare Kupplung (18) als formschlüssige, synchron schaltbare Kupplung ausgeführt ist.
3. Überbrückungsschaltung (1) nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass die schaltbare Kupplung (18) als Klauenkupplung ausgeführt ist.
4. Überbrückungsschaltung (1), nach einem der Ansprüche 1 bis 3 gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:
 - 4.1 die Drehzahl-/Drehmomentwandlungseinrichtungen in den einzelnen Leistungszweigen (32, 33) umfassen jeweils ein Vorgelege - ein erstes

Vorgelege (7), welches drehfest mit dem Sekundärrad (5) verbunden ist und ein zweites Vorgelege (8), welches drehfest mit dem Primärrad (4) verbunden ist;

4.2 zwischen dem ersten und dem zweiten Vorgelege (7, 8) ist die schaltbare Kupplung (18) zur wahlweisen Kopplung des ersten Vorgeleges (7) oder des zweiten Vorgeleges (8) mit einer über ein drittes Vorgelege (9) mit dem Ausgang (30) gekoppelten Vorgelegewelle (10) angeordnet.

5. Überbrückungsschaltung (1) nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass das erste und das zweite Vorgelege (7, 8) koaxial und parallel zueinander angeordnet sind.

6. Überbrückungsschaltung (1) nach einem der Ansprüche 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, dass eine zweite schaltbare Kupplung (13) vorgesehen ist, die dem dritten Vorgelege (9) zugeordnet ist und das dritte Vorgelege (9) wahlweise mit der Vorgelegewelle (10) verbindet.

10. Überbrückungsschaltung (1) nach einem der Ansprüche 4 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass das erste Vorgelege (7) und das zweite Vorgelege (8) die gleiche Übersetzung aufweisen.

15. Überbrückungsschaltung (1) nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass das erste und das zweite Vorgelege (7, 8) jeweils eine Übersetzung von 1 : 1 aufweisen.

20. Überbrückungsschaltung (1) nach einem der Ansprüche 4 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass das erste Vorgelege(7) und das zweite Vorgelege (8) eine unterschiedliche Übersetzung aufweisen, wobei die Übersetzung des zweiten Vorgeleges (8) dadurch charakterisiert ist, dass diese um den Betrag des Schlupfes der hydrodynamischen Komponente bei gewünschter Überbrückung gegenüber dem ersten Vorgelege (7) geändert ist.

25.

30.

10. Überbrückungsschaltung (1) nach einem der Ansprüche 4 bis 9 dadurch gekennzeichnet, dass die einzelnen Vorgelege (7, 8, 9) jeweils als Stirnradstufen (11, 12, 13) ausgeführt sind.

5 11. Überbrückungsschaltung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass eine dritte schaltbare Kupplung (24) vorgesehen ist, die zwischen dem zweiten (8) und dem dritten Vorgelege (9) angeordnet ist und zumindest wahlweise das zweite (8) mit dem dritten Vorgelege (9) drehfest verbindet oder aber diese Verbindung freigibt.

10

12. Überbrückungsschaltung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass die weiteren schaltbaren Kupplungen (23, 24) als formschlüssige, synchron schaltbare Kupplungen ausgeführt sind.

15

13. Überbrückungsschaltung (1) nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, dass die formschlüssige Kupplung als Klauenkupplung ausgeführt ist.

20

14. Überbrückungsschaltung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass alle schaltbaren Kupplungen (18, 23, 24) als kraftschlüssige Kupplungen ausgeführt sind.

25

15. Überbrückungsschaltung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 14, dadurch gekennzeichnet, dass der hydrodynamischen Komponente (2), insbesondere dem Sekundärrad (5), eine Bremseinrichtung (22) zugeordnet ist, die dem ortsfesten Festsetzen des Sekundärrades (5) dient.

30

16. Überbrückungsschaltung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 15 für eine hydrodynamische Komponente (2) in Form einer hydrodynamischen Kupplung (3), die frei von einem Leitrad ist, ausgeführt ist.

17. Überbrückungsschaltung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 15 für eine hydrodynamische Komponente (2), die als hydrodynamischer Drehzahl-/Drehmomentwandler ausgeführt ist.
18. Überbrückungsschaltung (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 17, dadurch gekennzeichnet, dass zwischen Sekundärrad (5) und Eingang (26) der Überbrückungsschaltung (1) ein Freilauf (F) angeordnet ist.
5
19. Baugruppe (25)
 - 19.1 mit einer hydrodynamischen Komponente (2)
 - 19.2 mit einer Überbrückungsschaltung (1) gemäß einen der Ansprüche 1 bis 17.
10

Überbrückungsanordnung für hydrodynamische Komponenten

Zusammenfassung

5 Die Erfindung betrifft eine Überbrückungsschaltung für hydrodynamische Komponenten, umfassend wenigstens ein Primärrad und ein Sekundärrad, die einen Arbeitsraum bilden.

Die Erfindung ist gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:

10 - mit zwei Eingängen - einem ersten mit dem Sekundärrad verbundenen Eingang und einem zweiten mit dem Primärrad verbundenen Eingang - wobei die Eingänge wahlweise über eine schaltbare Kupplung mit einem Ausgang der Überbrückungsschaltung unter Bildung eines ersten oder zweiten Leistungszweiges verbindbar sind;

15 - die Kopplung zwischen dem mit dem Primärrad gekoppelten Eingang der Überbrückungsschaltung und dem Ausgang der Überbrückungsschaltung zur Realisierung des zweiten Leistungszweiges ist frei von einer drehfesten mechanischen Verbindung zwischen Primärrad und Sekundärrad;

20 - der Kopplung zwischen den Eingängen der Überbrückungsschaltung und dem Ausgang der Überbrückungsschaltung in den einzelnen Leistungszweigen sind Drehzahl-/Drehmomentwandlungseinrichtungen vorgesehen.

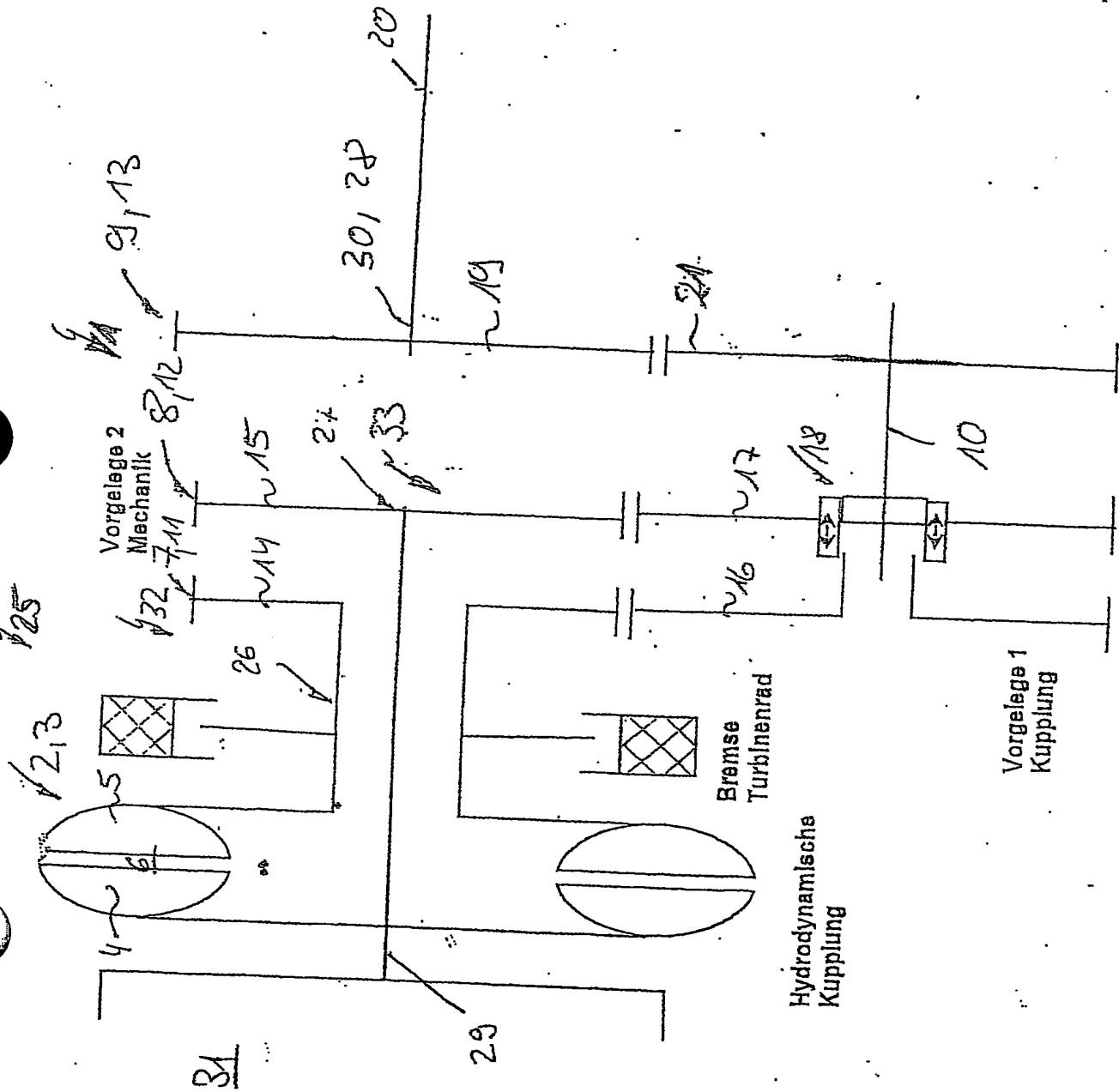
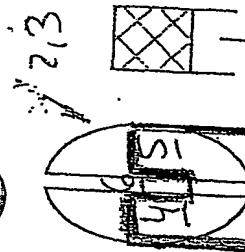


Fig. 1a

Träger 1

Anfahren hydrodynamisch

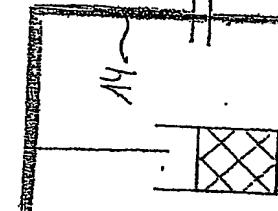


Vorgelege 2
Mechanik

19

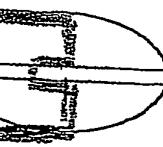
19

21



14

Bremse
Turbinrad



Hydrodynamische
Kupplung

10

Vorgelege 1
Kupplung

TRKBild 3

11,7
13,12

11

Figur A

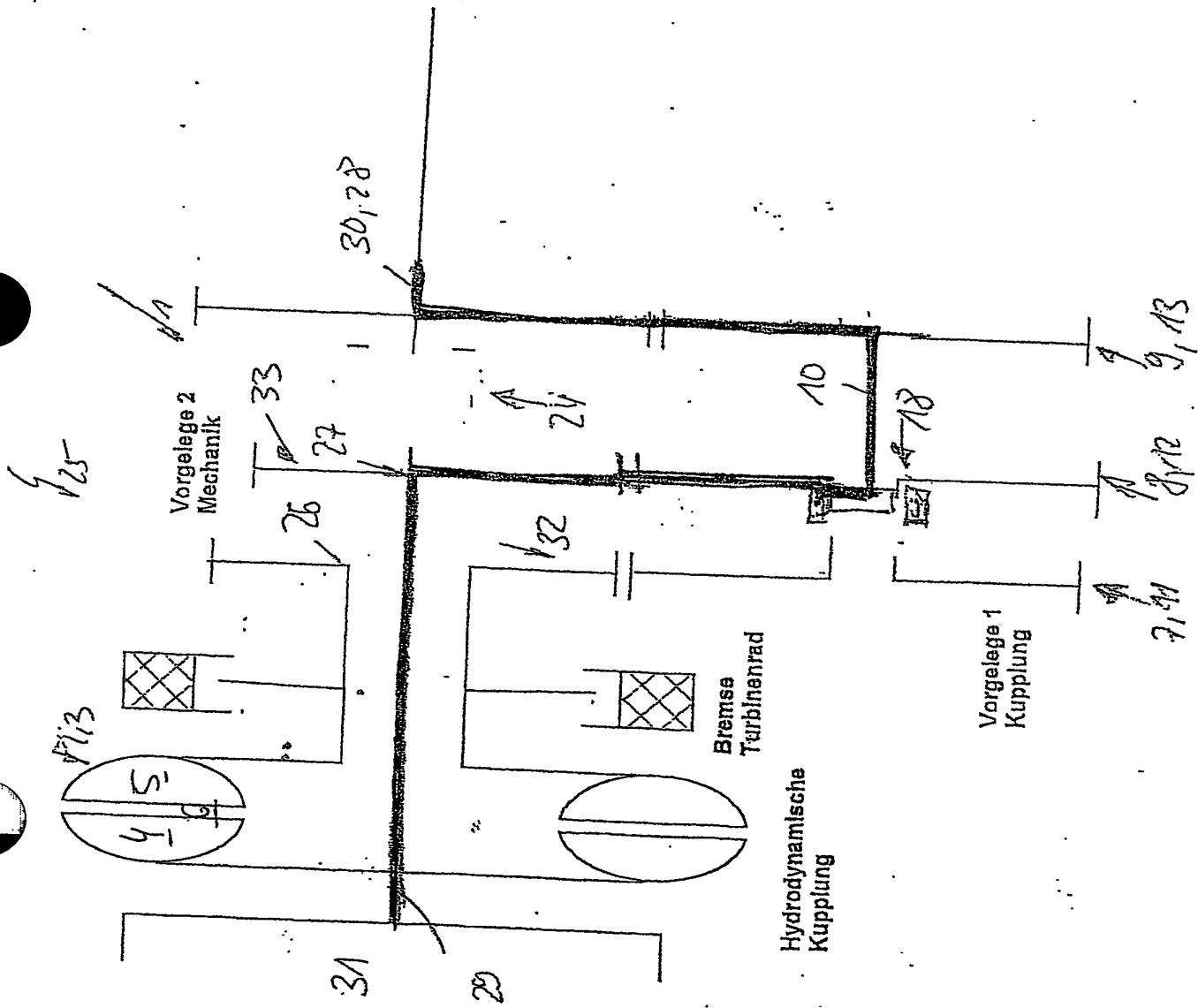
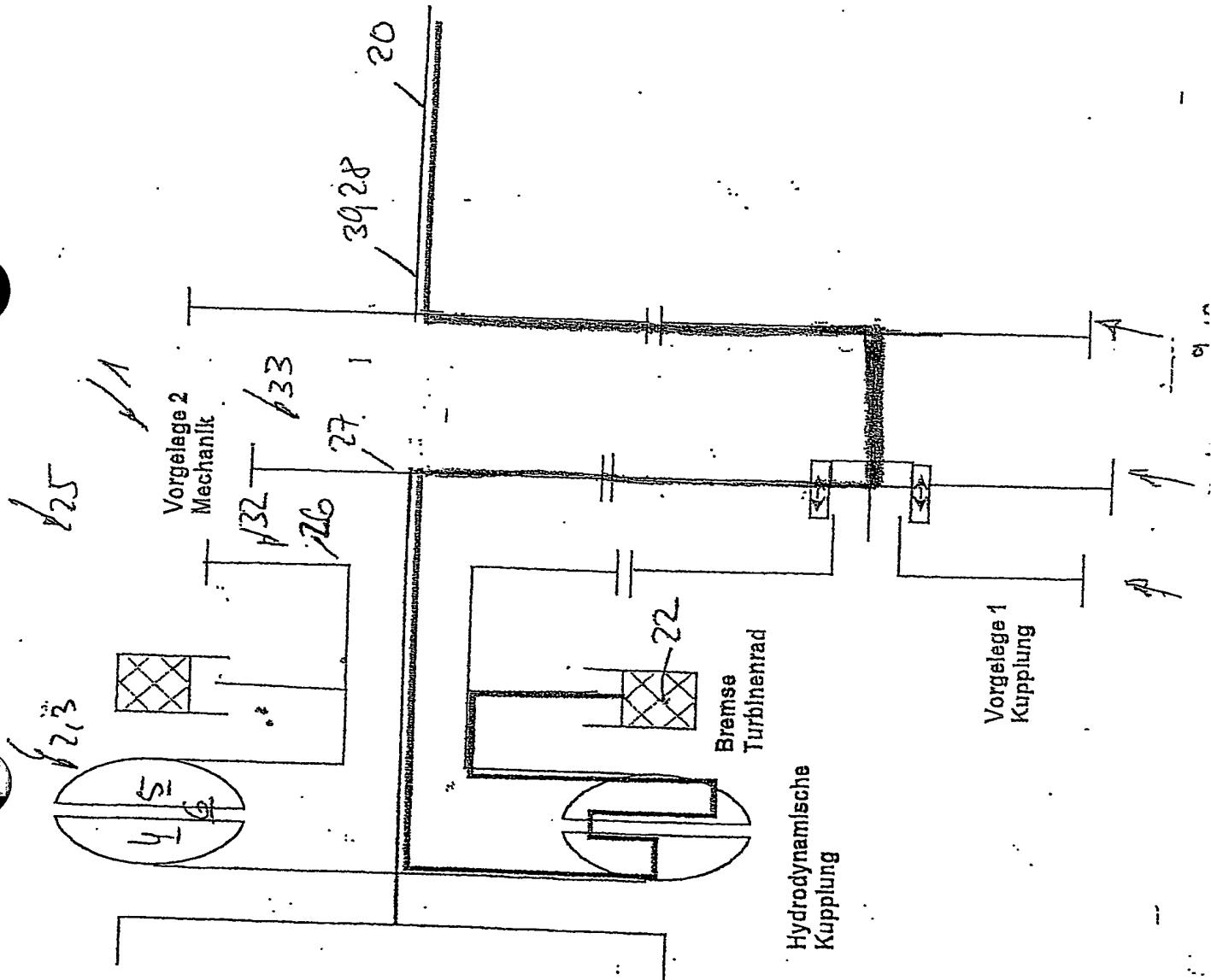


Figure 1d



WIK Bild 2

Figur 2a

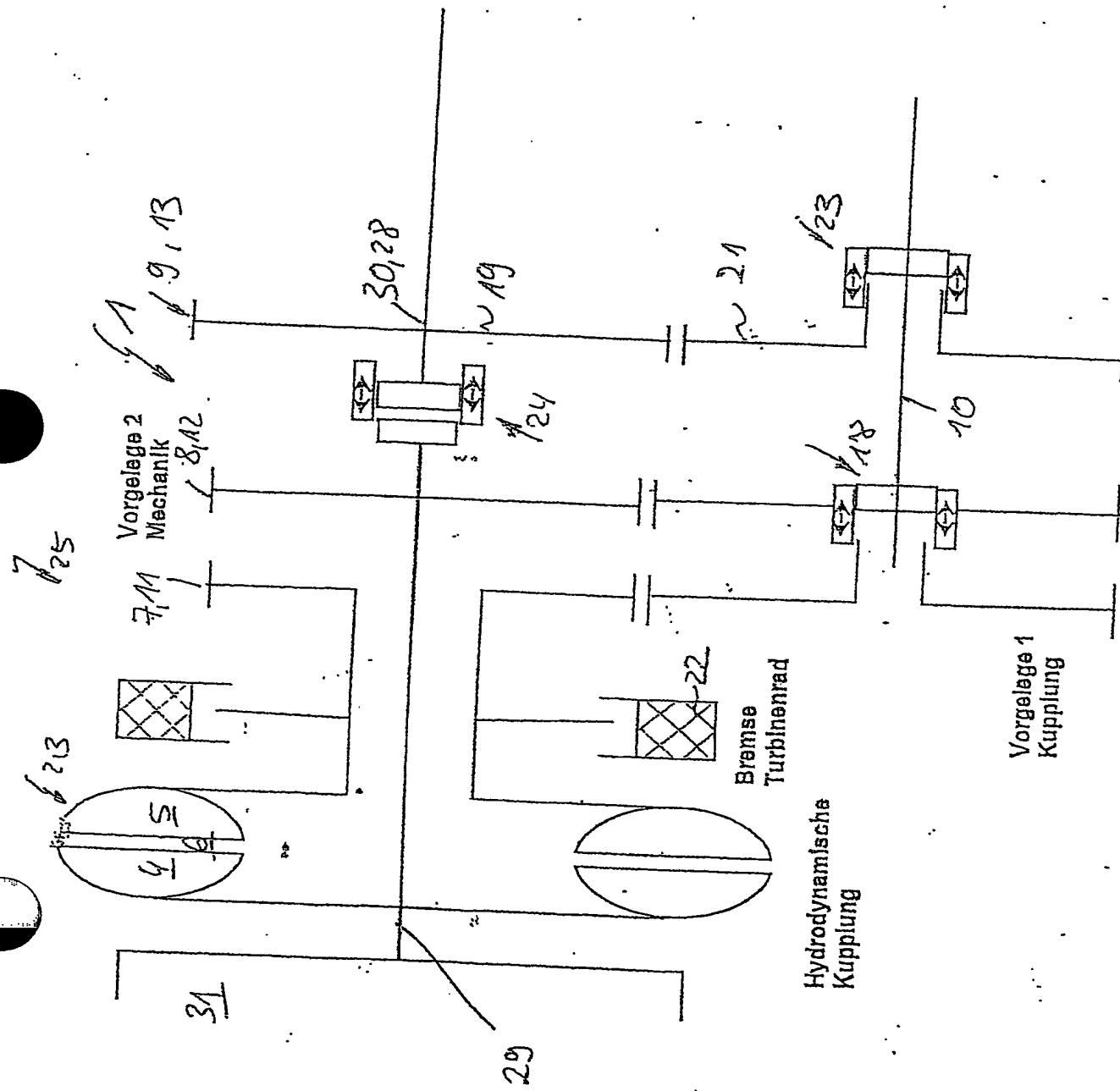
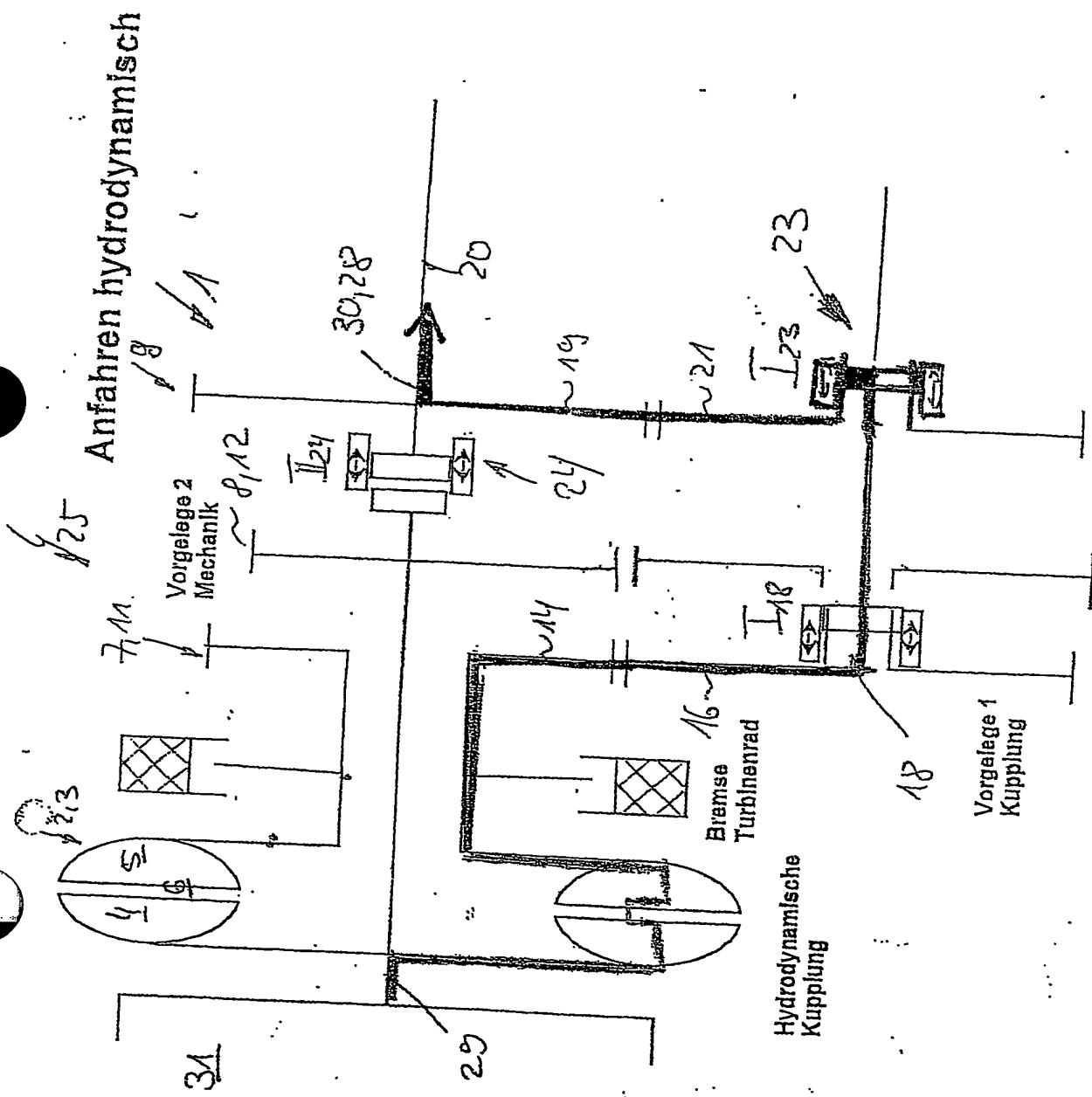
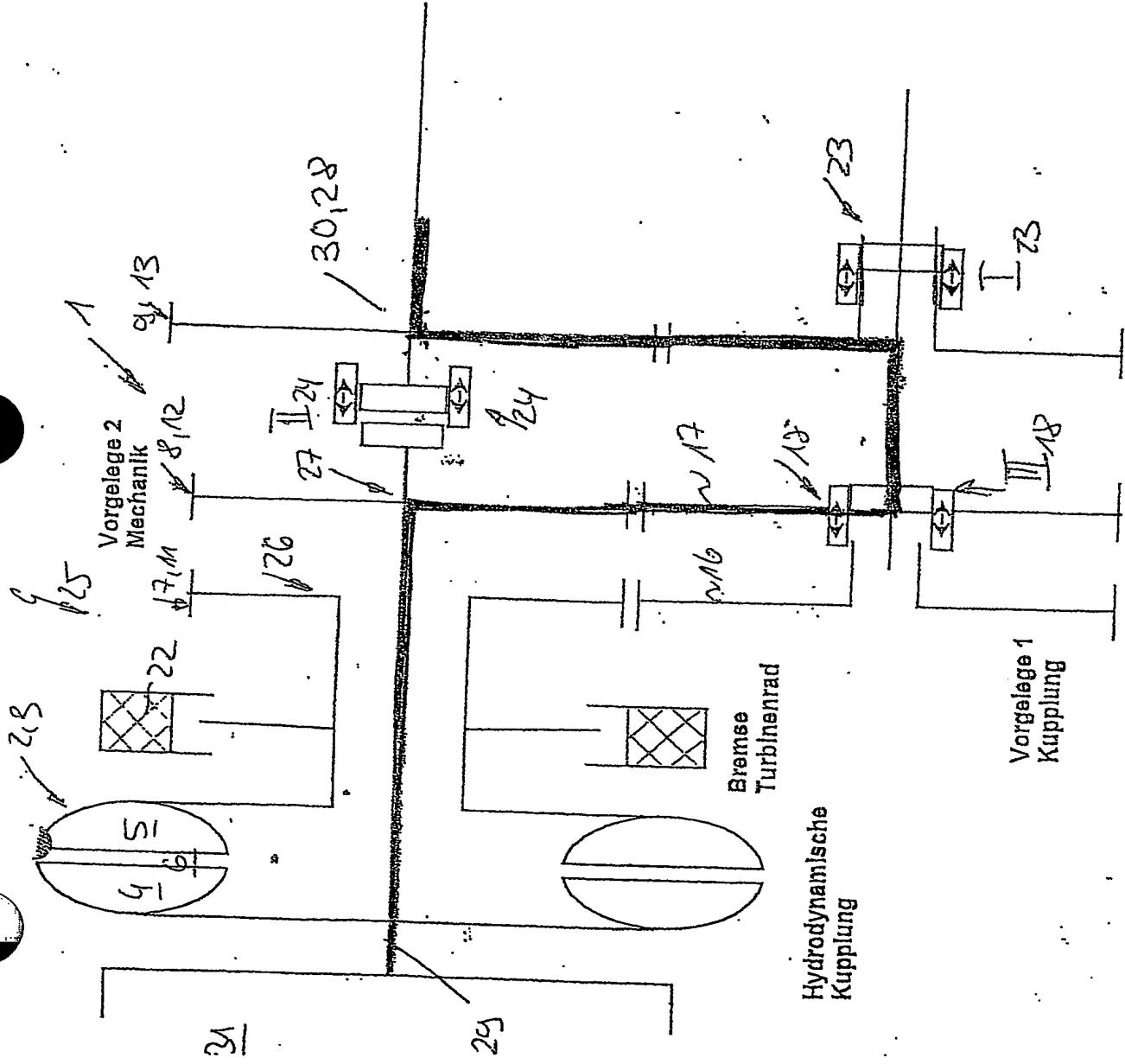


Abb. Bild 1

TIK Bild 2

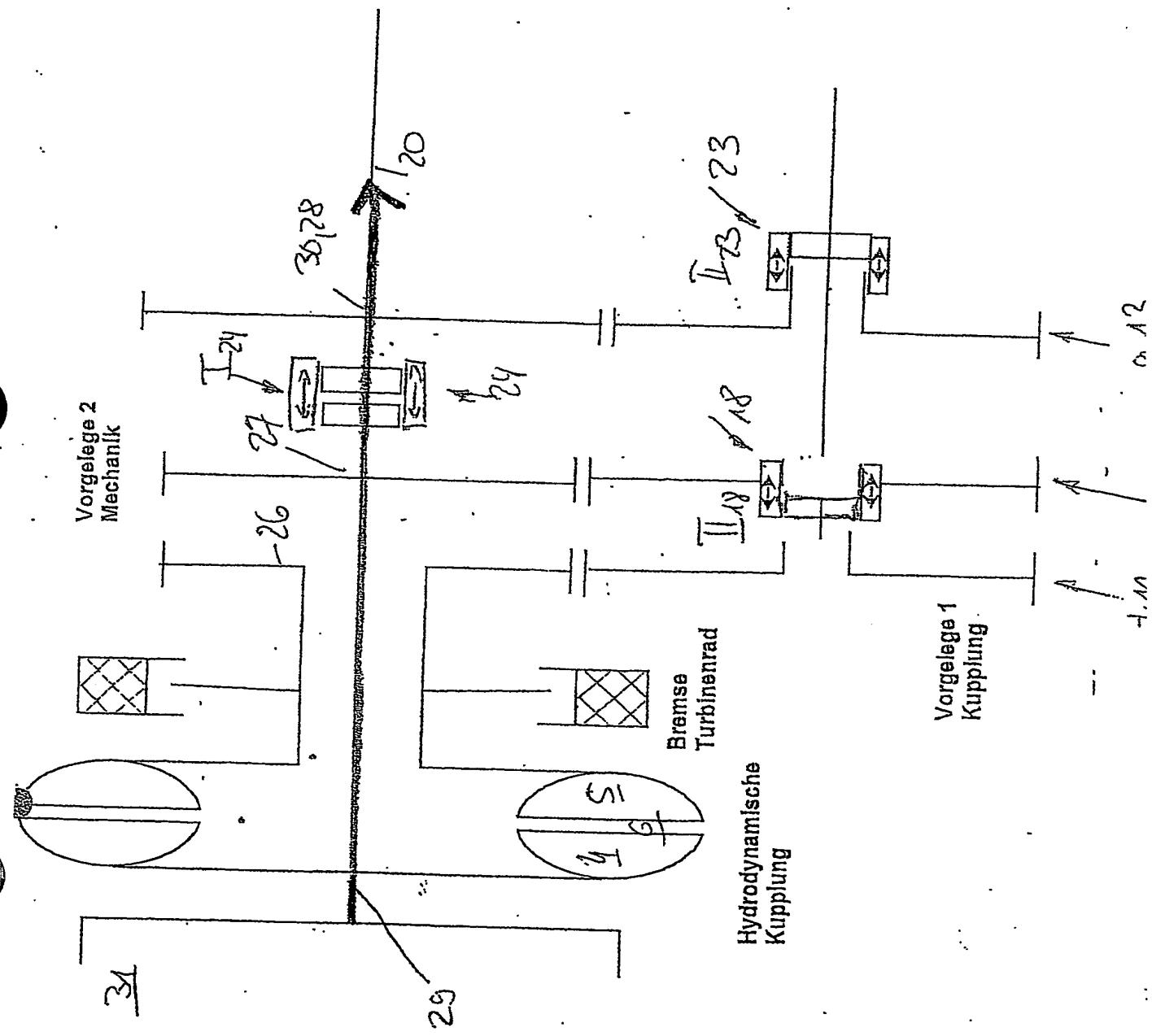


TIK Bild 3

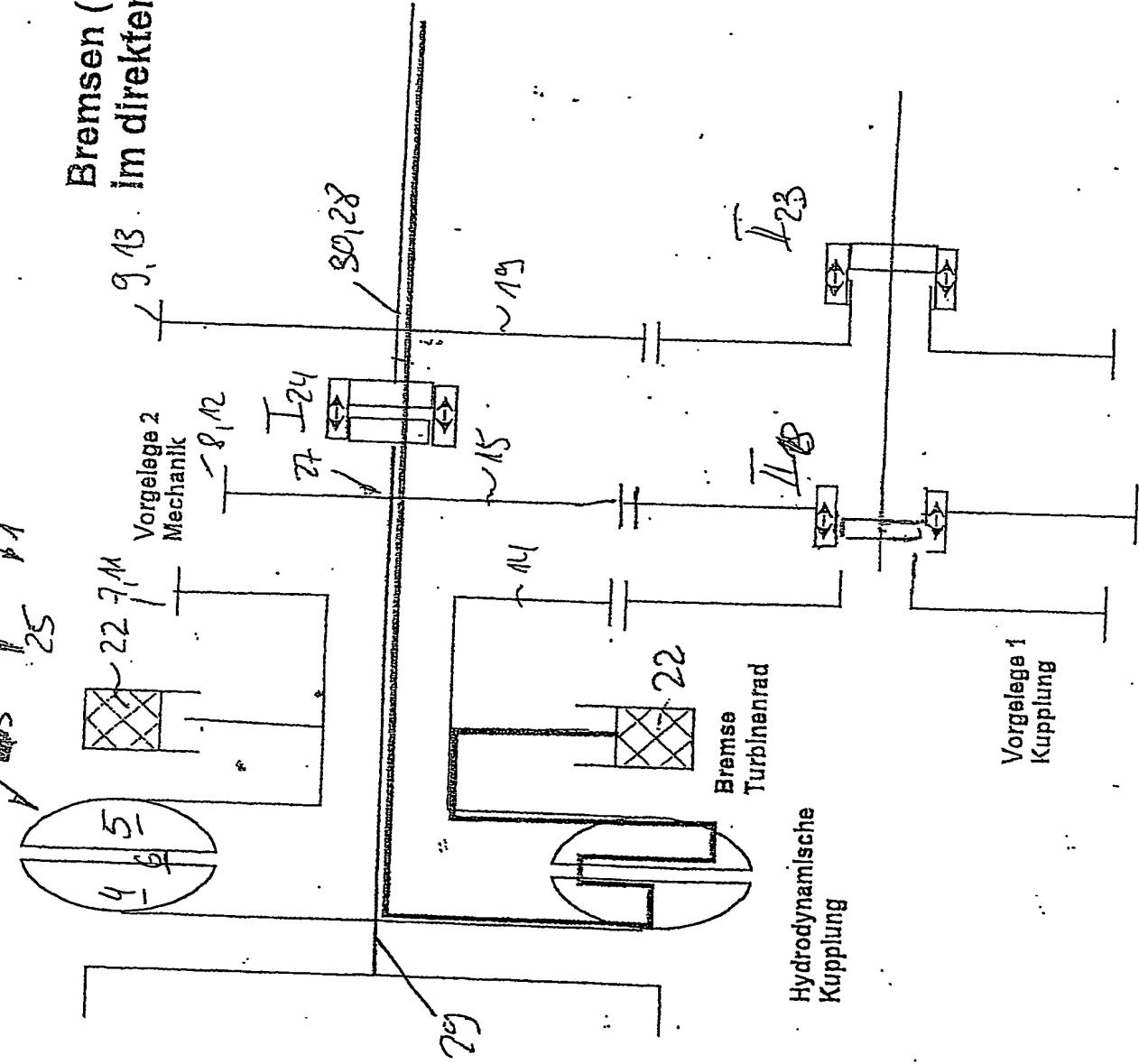


Welle Bild 1

Flüssigkeit 201



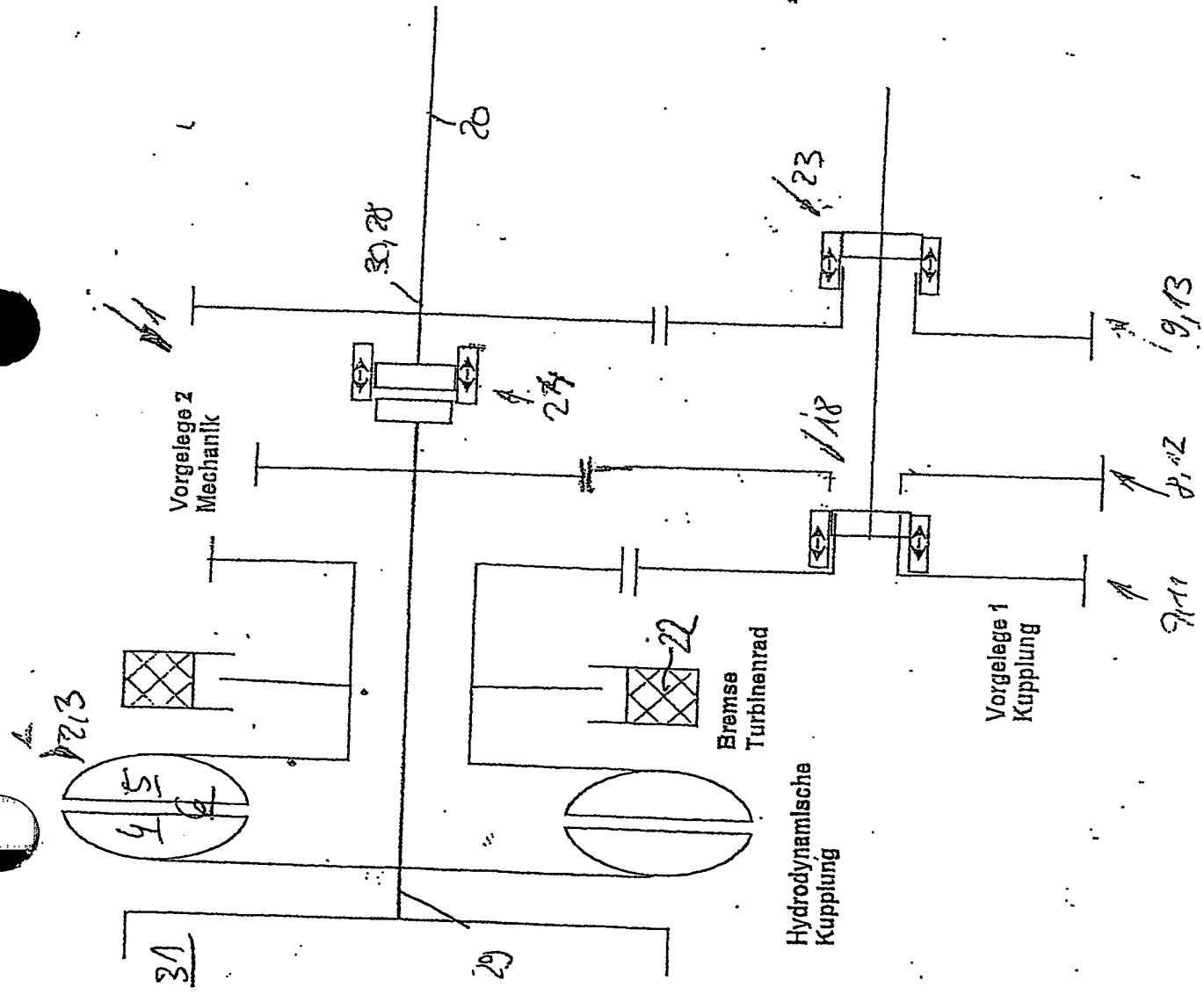
Bremsen (Retarder)
im direkten Gang



Träger 2 e

WIK Bild 2

Tik Bild 3



TIK BILD 3

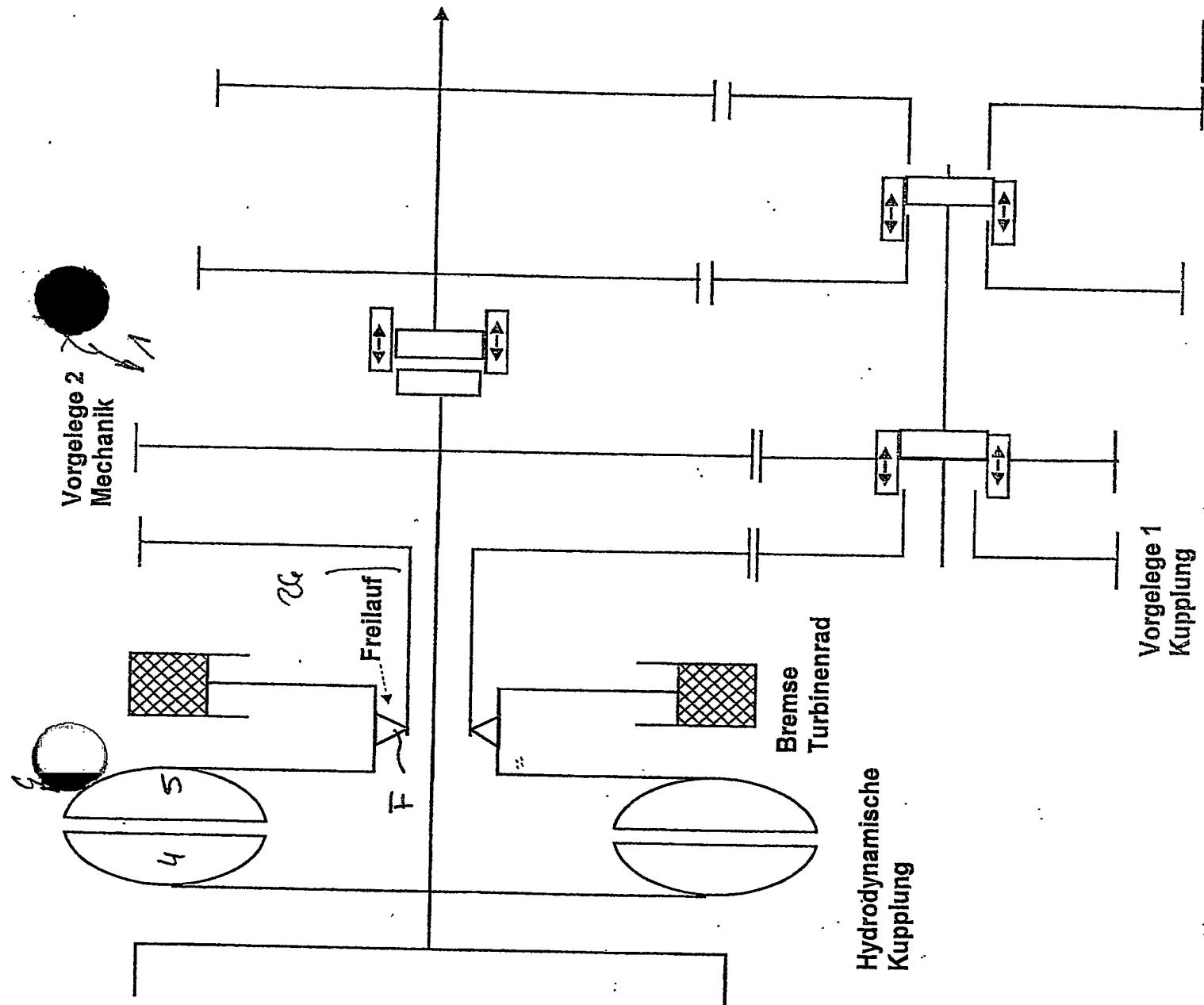


Figure 4

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS**
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKEWED/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.